

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 06-159489

(43)Date of publication of application : 07.06.1994

(51)Int.Cl.

F16H 61/00
F16H 9/00
// F16H 59:14
F16H 59:36
F16H 59:44
F16H 59:48

(21)Application number : 04-310522

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 19.11.1992

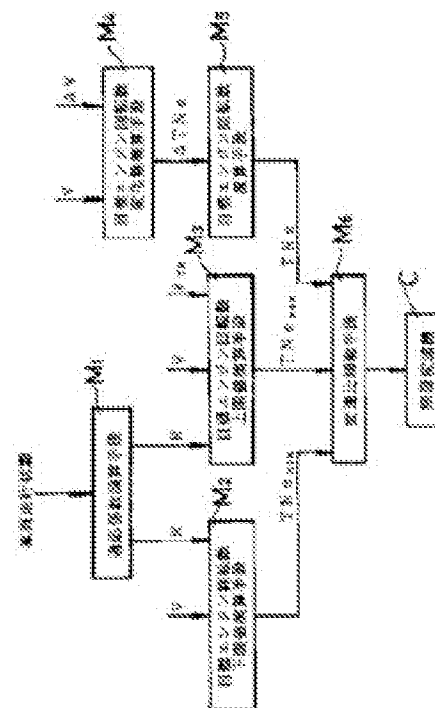
(72)Inventor : OGAWA SUMITAKA

(54) SHIFT CONTROL DEVICE FOR CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(57)Abstract:

PURPOSE: To provide a shift control device for continuously variable transmission, which can give direct travel feeling approximate to that obtained a gear type transmission with no slip feeling.

CONSTITUTION: A desired engine rotational speed TNe which has been computed by computing means $M4$, $M5$ from a vehicle speed V and a vehicle speed variation ΔV is used as a desired value with which a control means $M6$ controls the gear ratio of a continuously variable transmission C . At this time, in addition to an adaptive coefficient K which has been computed by a computing means $M1$ in accordance with a running condition of the vehicle, computing means $M2$, $M3$ compute a lower limit value $TNemin$, and a high limit value $TNemax$ of the desired engine rotational speed TNe , respectively, from the vehicle speed V and an engine load θ . If the desired engine rotational speed TNe deviates from the lower limit value $TNemin$, or the upper limit value $TNemax$, the control means $M6$ controls the gear ratio of the continuously variable transmission C with the use of the upper and lower limit values $TNemin$, $TNemax$ as a desired value.



(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-159489

(43)公開日 平成6年(1994)6月7日

(51)Int.Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 1 6 H 61/00 9/00		8009-3 J		
// F 1 6 H 59: 14 59: 36 59: 44		8009-3 J 8009-3 J 8009-3 J		

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全 14 頁) 最終頁に続く

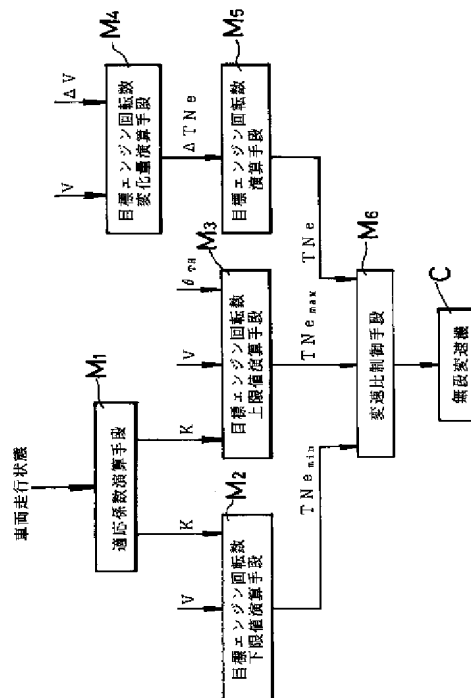
(21)出願番号	特願平4-310522	(71)出願人	000005326 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山二丁目1番1号
(22)出願日	平成4年(1992)11月19日	(72)発明者	小川 純孝 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会 社本田技術研究所内
		(74)代理人	弁理士 落合 健 (外1名)

(54)【発明の名称】 無段変速機の変速制御装置

(57)【要約】

【目的】 滑り感を感じさせず且つギヤ式トランスミッション車に近いダイレクトな走行フィーリングが得られる無段変速機の変速制御装置を提供する。

【構成】 車体速度V及び車体速度変化量 ΔV から演算手段M₄、M₅が決定した目標エンジン回転数TNeを目標値として、制御手段M₆が無段変速機Cの変速比を制御する。このとき、車両の走行状態に基づいて演算手段M₁が決定した適応係数Kに加えて、車体速度V及びエンジン負荷 θ_{TH} から演算手段M₂、M₃がそれぞれ目標エンジン回転数TNeの下限値TNe_{min}及び上限値TNe_{max}を決定する。目標エンジン回転数TNeが前記下限値TNe_{min}及び上限値TNe_{max}を逸脱する場合には、その下限値TNe_{min}及び上限値TNe_{max}を目標値として制御手段M₆が無段変速機Cの変速比を制御する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 目標エンジン回転数(TNe)に実エンジン回転数(Ne)が一致するようにエンジン(E)に接続された無段変速機(C)の変速比をフィードバック制御する無段変速機の変速制御装置において、車両の走行状態に基づいて適応係数(K)を演算する適応係数演算手段(M_1)と；車体速度(V)と適応係数(K)とに基づいて目標エンジン回転数下限値(TNe_{min})を演算する目標エンジン回転数下限値演算手段(M_2)と；車体速度(V)と適応係数(K)とエンジン負荷(θ_{TH})とに基づいて目標エンジン回転数上限値(TNe_{max})を演算する目標エンジン回転数上限値演算手段(M_3)と；車体速度(V)と車体速度変化量(ΔV)とに基づいて目標エンジン回転数変化量(ΔTNe)を演算する目標エンジン回転数変化量演算手段(M_4)と；前回演算した目標エンジン回転数(TNe)と前記目標エンジン回転数変化量(ΔTNe)とに基づいて今回の目標エンジン回転数(TNe)を演算する目標エンジン回転数演算手段(M_5)と；今回演算した目標エンジン回転数(TNe)が前記目標エンジン回転数下限値(TNe_{min})及び目標エンジン回転数上限値(TNe_{max})間にある場合には前記今回演算した目標エンジン回転数(TNe)を目標値とし、今回演算した目標エンジン回転数(TNe)が前記目標エンジン回転数下限値(TNe_{min})を下回る場合には該目標エンジン回転数下限値(TNe_{min})を目標値とし、また今回演算した目標エンジン回転数(TNe)が前記目標エンジン回転数上限値(TNe_{max})を上回る場合には該目標エンジン回転数上限値(TNe_{max})を目標値とし、その目標値に実エンジン回転数(Ne)が一致するように前記無段変速機(C)の変速比をフィードバック制御する変速比制御手段(M_6)と；を備えたことを特徴とする、無段変速機の変速制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は無段変速機の変速制御装置に関し、特に、目標エンジン回転数に実エンジン回転数が一致するようにエンジンに接続された無段変速機の変速比をフィードバック制御する無段変速機の変速制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】車両用無段変速機の変速制御装置として、特公昭62-52180号公報及び特開昭59-26656号公報に記載されたものが知られている。

【0003】上記特公昭62-52180号公報に記載されたもの(以下第1従来例という)は、エンジンの運転状態に応じて設定される無段変速機のシフトアップゾーンとシフトダウンゾーンとの間に、無段変速機の変速比を一定に保持するホールドゾーンを設け、スロットル開度に基づいて車両が加速状態又は減速状態にあると判

断された場合に、前記ホールドゾーンを定常走行状態よりも広く設定するようになっている。

【0004】また、上記特開昭59-26656号公報に記載されたもの(以下第2従来例という)は、本来の制御目標値であるエンジンの回転数とは別個に、例えばスロットル開度に基づいて決定されるエンジンの比較回転数を設定し、この比較回転数を制御目標値として無段変速機の変速制御を行うようになっている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】図17は、上記第1従来例による変速特性を示すものである。

【0006】同図において例えばA点からB点に加速する場合を考えると、理想的変速機、即ち滑りの無いギヤ式トランスミッションでは、原点を通る直線(破線図示)上を加速することができる。しかしながら、ベルト式無段変速機のような実際の無段変速機では、入出力回転の変換効率が100%ではなく滑りが発生するため、加速時にはエンジン回転数 Ne が理想回転数(破線図示)を上回り、減速時にはエンジン回転数 Ne が理想回転数を下回ることになる。その結果、加減速時に滑り感が生じて走行フィーリングを損なう問題が発生する。

【0007】しかも、ホールドゾーンでは変速比が固定されるため、変速特性の自由な設定が困難である。例えば、図上のC点(変速比がトップの状態)からB点に向かって加速することは不可能である。

【0008】図18は、上記第2従来例による変速特性を示すものである。

【0009】同図において例えばA点からB点に加速する場合を考えると、無段変速機の変速比が目標値の移動経路を通るように制御されるため、滑り感は感じられない。しかしながら、前記目標値は経時的に変化するものであり、例えば走行抵抗やエンジン出力が変化すると、同時間あたりの車速変化量が変化して図上の異なる経路を通るようになってしまう。これはギヤ式トランスミッション車の運転に慣れたドライバーにとって大きな違和感となり、運転しづらい感覚を与える場合がある。

【0010】また、図19に示すように、エンジンの出力特性が大きなピークを持つものでは、目標値の移動経路が直線とならず不自然な走行フィーリングを与える場合がある。

【0011】本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、走行抵抗やエンジン出力が変化しても、変速機の滑り感を感じさせず且つギヤ式トランスミッション車に近いダイレクトな走行フィーリングが得られる無段変速機の変速制御装置を提供することを目的とする。

【0012】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために本発明は、図20のクレーム対応図に示すように、目標エンジン回転数に実エンジン回転数が一致するようにエンジンに接続された無段変速機の変速比をフィードバ

ック制御する無段変速機の変速制御装置において、車両の走行状態に基づいて適応係数を演算する適応係数演算手段と；車体速度と適応係数とに基づいて目標エンジン回転数下限値を演算する目標エンジン回転数下限値演算手段と；車体速度と適応係数とエンジン負荷とに基づいて目標エンジン回転数上限値を演算する目標エンジン回転数上限値演算手段と；車体速度と車体速度変化量とに基づいて目標エンジン回転数変化量を演算する目標エンジン回転数変化量演算手段と；前回演算した目標エンジン回転数と前記目標エンジン回転数変化量とに基づいて今回の目標エンジン回転数を演算する目標エンジン回転数演算手段と；今回演算した目標エンジン回転数が前記目標エンジン回転数下限値及び目標エンジン回転数上限値間にある場合には前記今回演算した目標エンジン回転数を目標値とし、今回演算した目標エンジン回転数が前記目標エンジン回転数下限値を下回る場合には該目標エンジン回転数下限値を目標値とし、また今回演算した目標エンジン回転数が前記目標エンジン回転数上限値を上回る場合には該目標エンジン回転数上限値を目標値とし、その目標値に実エンジン回転数が一致するように前記無段変速機の変速比をフィードバック制御する変速比制御手段と；を備えたことを特徴とする。

【0013】

【実施例】以下、図面に基づいて本発明の実施例を説明する。

【0014】図1に示すように、自動車に搭載されたエンジンEに接続される無段変速機Cは、入力軸1に設けた駆動プーリ2と、出力軸3に設けた従動プーリ4と、両プーリ2、4に巻き掛けられた無端ベルト5とを備える。駆動プーリ2にはアクチュエータ6が設けられており、このアクチュエータ6で駆動プーリ2の溝幅を増加・減少すると、それに応動して従動プーリ4の溝幅が減少・増加し、無段変速機Cの変速比が変化する。

【0015】マイクロコンピュータよりなる電子制御ユニットUは、中央演算処理装置（CPU）7、ランダムアクセスメモリ（RAM）8、リードオンリーメモリ（ROM）9、入力回路10、出力回路11及びAD変換器12を備える。入力回路10には自動車の車体速度Vを検出する車速検出器13、エンジンEの実エンジン回転数Neを検出するエンジン回転数検出器14、エンジンEの負荷（実施例ではスロットル開度） θ_{TH} を検出するエンジン負荷検出器15及びタイマ16が接続されるとともに、出力回路11には前記アクチュエータ6のモータドライバ17が接続される。このモータドライバ17は、本発明における変速比制御手段M₀を構成する。

【0016】次に、前記電子制御ユニットUにおいて実行されるメインルーチンの内容を図2のフローチャートに基づいて説明する。

【0017】先ず、ステップS1においてシステムをイ

ニシャライズした後、ステップS2でエンジン負荷検出器15からのエンジン負荷 θ_{TH} が読み込まれ、ステップS3で前記エンジン負荷 θ_{TH} 等のデータに基づいて自動車の走行状態を示すパラメータである後述の適応係数Kが算出される。ステップS2～ステップS4のループは、後述する適応係数算出ルーチン（図3参照）におけるエンジン負荷 θ_{TH} のリングバッファ、並びに第1インタラプトルーチン（図4参照）及び第2インタラプトルーチン（図5参照）における車体速度Vのリングバッファ、車体加速度Gのリングバッファ及びエンジン回転数Neのリングバッファに全てのデータが揃うまで繰り返される。

【0018】次に、図3のフローチャートに基づいて適応係数K算出のサブルーチンを説明する。

【0019】先ず、ステップS21～ステップS28のループをp=0からp=4まで5回繰り返す、所定間隔毎にサンプリングされたエンジン負荷 θ_{TH} の5個の値 $\theta_{TH0} \sim \theta_{TH5}$ が θ_{THp} リングバッファに蓄積されると、ステップS24でpが0にリセットされる。尚、ステップS25以降の内容は後から詳述する。

【0020】次に、前記第1インタラプトルーチンの内容を図4のフローチャートに基づいて説明する。

【0021】第1インタラプトルーチンは、車速検出器13を構成する車輪速センサが車輪の回転に伴ってパルスを出力する毎にメインルーチンの実行を中断して起動されるもので、先ずステップS31でタイマ16の出力が読み込まれる。

【0022】車体速度を検出するには連続する2個のパルスの時間間隔を知る必要があり、電源投入後に初めて検出されるパルスをm=0パルスとすると、その次にm=1パルスが検出されたときに車体速度を算出することができる。即ち、ステップS32でm=1となって2個のパルス（m=0パルスとm=1パルス）が検出されると、ステップS33でmをインクリメントするとともに、ステップS34でタイヤの直径に比例する定数を前記2個のパルスの時間間隔で除算することにより車体速度が算出され、この車体速度はステップS35で車体速度V₀としてV_nリングバッファの最初の番地に格納される。而して、ループ毎に算出された車体速度は、車体速度V₀～V₉としてV_nリングバッファの10個の番地に順次歩進しながら格納される。

【0023】車体加速度を算出するには連続する2個の車体速度と、それらが算出された時間間隔が必要であり、そのためには3個のパルスが必要である。ステップS36でm=2となって3個のパルス（m=0パルス、m=1パルス及びm=2パルス）が検出されると、V_nリングバッファには2個の車体速度（V₀及びV₁）が格納されるため、ステップS37で車体速度V₁と車体速度V₀との差を2個のパルス（m=1パルスとm=2パルス）の時間間隔で除算することにより車体加速度が

算出され、この車体加速度はステップS38で車体加速度 G_0 として G_n リングバッファの最初の番地に格納される。而して、ループ毎に算出された車体加速度は、車体加速度 $G_0 \sim G_9$ として G_n リングバッファの10個の番地に順次歩進しながら格納される。

【0024】そして、ステップS39でループ毎に n をインクリメントし、ステップS40で n が10に達して V_n リングバッファ及び G_n リングバッファに車体速度および車体加速度のデータが揃うと、ステップS41で n を0にリセットするとともに、ステップS42で前回のタイマ値を今回のタイマ値に置き換える。

【0025】次に、前記第2インタラプトルーチンの内容を図5のフローチャートに基づいて説明する。

【0026】第2インタラプトルーチンはエンジン回転数検出器14がクランクシャフトの回転に伴ってパルスを出力する毎にメインルーチンの実行を中断して起動されるもので、先ずステップS51でタイマ16の出力が読み込まれる。

【0027】エンジン回転数を検出するには連続する2個のパルスの時間間隔を知る必要があり、電源投入後に初めて検出されるパルスを $j=0$ パルスとすると、その次に $j=1$ パルスが検出されたときにエンジン回転数を算出することができる。即ち、ステップS52で $j=1$ となって2個のパルス2個のパルス($j=0$ パルスと $j=1$ パルス)が検出されると、ステップS53で j をインクリメントするとともに、ステップS54で前記2個のパルスの時間間隔からエンジン回転数が算出され、このエンジン回転数はステップS55でエンジン回転数 Ne_0 として Ne_k リングバッファの最初の番地に格納される。そして、ステップS52で k をインクリメントし、ループ毎に算出されたエンジン回転数が、エンジン回転数 $Ne_0 \sim Ne_9$ として Ne_k リングバッファの10個の番地に順次歩進しながら格納される。ステップS57で k が5に達して Ne_k リングバッファにエンジン回転数のデータが揃うと、ステップS58で k を0にリセットするとともに、ステップS59で前回のタイマ値を今回のタイマ値に置き換える。

【0028】而して、図2のメインルーチンのステップS4で前記各リングバッファにデータが揃うと、続くステップS5及びステップS6で再度エンジン負荷 θ_{TH} の読み込みと適応係数 K の算出が行われる。

【0029】図3の適応係数算出ルーチンのステップS25では、前記第1インタラプトルーチンにおける V_n リングバッファに蓄積された車体速度の10個の値 $V_0 \sim V_9$ の平均値を取ることで、平均車体速度 V_s が演算される。

【0030】ステップS26では、前記第2インタラプトルーチンにおける Ne_k リングバッファに蓄積されたエンジン回転数の10個の値 $Ne_0 \sim Ne_9$ の平均値を取ることで、平均エンジン回転数 Ne_s が演算され

る。

【0031】ステップS27では、 θ_{TH} リングバッファに蓄積された5個の値 $\theta_{TH0} \sim \theta_{TH4}$ の平均値を取ることで、平均エンジン負荷 θ_{THs} が演算される。

【0032】而して、ステップS28で、エンジン負荷 θ_{TH} の平均値 θ_{THs} と車体加速度 G の平均値 G_s とから、

$$K = a \theta_{THs} + b G_s$$

に基づいて、適応係数 K が算出される。上式中における a 及び b は予め設定された定数である。

【0033】以下、車体速度 V 、エンジン回転数 Ne 、エンジン負荷 θ_{TH} 及び車体加速度 G として、逐次更新される前記平均車体速度 V_s 、平均エンジン回転数 Ne_s 、平均エンジン負荷 θ_{THs} 及び平均車体加速度 G_s がそれぞれ用いられる。

【0034】上述のようにして適応係数 K の値が決定されると、図2のフローチャートのステップS7に移行し、目標エンジン回転数下限値 TNe_{min} が、図6のマップに基づいて求められる。即ち、図6において車体速度 V と適応係数 K とから、目標エンジン回転数下限値 TNe_{min} が検索される。これを図7により更に詳しく説明すると、車体速度 $=V$ の前後直近の2値である Va 、 Vb と適応係数 $=K$ の前後直近の2値である Ka 、 Kb との4つの交点 $P_1 \sim P_4$ が検索され、これら4点 $P_1 \sim P_4$ を直線補間することにより目標エンジン回転数下限値 TNe_{min} が決定される。

【0035】続いて、ステップS8において目標エンジン回転数上限値 TNe_{max} が、図8のマップに基づいて求められる。即ち、図8において車体速度 V と適応係数 K とエンジン負荷 θ_{TH} とから、目標エンジン回転数上限値 TNe_{max} が検索される。これを図9により更に詳しく説明すると、車体速度 $=V$ の前後直近の2値と、適応係数 $=K$ の前後直近の2値と、エンジン負荷 $=\theta_{TH}$ の前後直近の2値との8つ交点 $Q_1 \sim Q_8$ が検索され、これら8点 $Q_1 \sim Q_8$ を直線補間することにより目標エンジン回転数上限値 TNe_{max} が決定される。

【0036】続いて、ステップS9において目標エンジン回転数変化率が、図10のマップに基づいて求められる。即ち、図10において車体速度 V から目標エンジン回転数変化率(車体速度の変化量に対する目標エンジン回転数の変化量)が検索される。次にステップS10において、メインルーチンの前回のループにおけるステップS6で算出された車体速度 V (初期値 $V=0$)と、今回のループにおけるステップS6で算出された最新の車体速度 V との差から、車体速度変化量 ΔV が算出され、ステップS11で前回算出された車体速度 V が新たに算出された車体速度 V に置き換えられる。

【0037】続いて、ステップS12において、ステップS9の求めた目標エンジン回転数変化率とステップS10で求めた車体速度変化量 ΔV とを乗算することによ

り、目標エンジン回転数変化量 ΔTNe が算出される(図11参照)。

【0038】上述のようにして目標エンジン回転数変化量 ΔTNe が決定されると、続くステップS13において前記目標エンジン回転数変化量 ΔTNe から目標エンジン回転数 TNe が以下のようにして決定される。即ち、目標エンジン回転数 TNe の初期値を車体速度 $V=0$ の時の目標エンジン回転数下限値 TNe_{min} とするとともに、前回の目標エンジン回転数 TNe に前記ステップS12で求めた目標エンジン回転数変化量 ΔTNe を加算することにより目標エンジン回転数 TNe を決定する。

【0039】そして、ステップS14で目標エンジン回転数 TNe が前記ステップS8で求めた目標エンジン回転数上限値 TNe_{max} を上回った場合には、ステップS15で前記目標エンジン回転数上限値 TNe_{max} を目標エンジン回転数 TNe とし、またステップS16で目標エンジン回転数 TNe が前記ステップS7で求めた目標エンジン回転数下限値 TNe_{min} を下回った場合には、その目標エンジン回転数下限値 TNe_{min} を目標エンジン回転数 TNe とする。

【0040】而して、上述のようにして決定された目標値である目標エンジン回転数 TNe に制御量であるエンジンEの実エンジン回転数 Ne が一致するように、操作量である無段変速機Cの変速比がアクチュエータ17を介してフィードバック制御され、その過程で変速比がLow又はTopに達した場合にはアクチュエータ17の作動が停止される。

【0041】次に、前述の第1従来例及び第2従来例と比較した本発明の効果について説明する。

【0042】図12は上り坂においてスロットル開度を増加させた場合に、車体速度 V 及び実エンジン回転数 Ne がどのように変化するかを示すものである。

【0043】先ず、ギヤ式トランスミッション車では、A点からスロットル開度を徐々に増加させてゆくと、後輪出力が走行抵抗よりも小さいうちは上り坂であるために車体速度 V は低下する。このとき、ギヤ式トランスミッションにより車体速度 V と実エンジン回転数 Ne との比率は一定であるため、実エンジン回転数 Ne は図の原点を通る直線上を低下する。スロットル開度の増加によって後輪出力が走行抵抗に釣り合うと車体速度 V と実エンジン回転数 Ne の低下が止まり、スロットル開度が更に増加すると車体速度 V と実エンジン回転数 Ne は原点を通る直線上をB点に向けて増加してゆく。

【0044】一方、第1従来例のものでは、無段変速機の滑り量がゼロであればギヤ式トランスミッション車と同じ特性が得られるが、実際には無段変速機の滑り量によって実エンジン回転数 Ne がギヤ式トランスミッション車よりも高くなる。そして、前記無段変速機の滑り量はエンジンEの出力が大きくなるほど増加するため、そ

の特性はA点及びD点を通る曲線となる。

【0045】第2従来例のものでは、A点でスロットル開度を増加させた時点で目標エンジン回転数(本来の目標値)が大となるため、上り坂で車速 V が低下しているのにも関わらず目標エンジン回転数(比較値)は制御周期毎に増加する。その結果、その特性はA点及びE点を通る曲線となり、スロットルの開き始めの微小期間において実エンジン回転数 Ne の大きな上ずり感が感じられることになる。

【0046】それに対して本発明では、目標エンジン回転数の移動方向はスロットル開度とは無関係であり、車体速度変化量 ΔV が正(増速)の場合に目標エンジン回転数 TNe が増加し、車体速度変化量 ΔV が負(減速)の場合に目標エンジン回転数 TNe が減少するようになっている(図11参照)。従って、上り坂により車体速度 V が低下すると、予め設定された車体速度 V の関数として目標エンジン回転数 TNe が減少し、それに伴って実エンジン回転数 Ne も減少する。そして、駆動輪出力と走行抵抗とが釣り合った後は、車体速度 V の増加と共に目標エンジン回転数 TNe 、即ち実エンジン回転数 Ne が増加してゆき、その特性はA点及びC点を通る直線となる。

【0047】即ち、図13(A)に示すように、第2従来例では車体速度 V の低下とは無関係に実エンジン回転数 Ne が増加しているが、図13(B)に示すように、本発明では車体速度 V の低下に伴って一時的に実エンジン回転数 Ne が低下し、その後実エンジン回転数 Ne が増加に転じている。そして、本発明の前記特性はギヤ式トランスミッション車の特性、つまりドライバーがスロットルを開いてからパワーが出てくるまでの感覚に近いものであるため、従来のギヤ式トランスミッション車の運転に慣れたドライバーにとって極めて運転し易いものとなる。

【0048】尚、図12から明らかなように、ギヤ式トランスミッション車の特性(A点及びB点を通る直線)に対して本発明の特性(A点及びC点を通る直線)の傾きがやや大きく設定されているが、その理由は以下の通りである。即ち、上述のように特性を設定すると、変速比がTopに近い状態で比較的早く実エンジン回転数 Ne が増加するため、充分なエンジンEの出力により加速性能を向上させることができる。しかしながら、逆に変速比がLowに近い状態では、実エンジン回転数 Ne が無駄に上昇しすぎて加速が遅くなる場合があるため、その特性(A点及びC点を通る直線)の傾きをギヤ式トランスミッション車の特性(A点及びB点を通る直線)よりも小さく設定することもある。要するに、本発明の特性はエンジンEの出力特性、車体重量、変速レシオ等の条件によって最適の状態に設定することが可能である。

【0049】また、ここでは差異を明確にするために自動車の上り坂にさしかかった場合を例示したが、平坦地

においても本発明の上記効果は達成されるものである。

【0050】ところで、本発明では目標エンジン回転数下限値 TNe_{min} 及び目標エンジン回転数上限値 TNe_{max} を可変値としているが、それは前記目標エンジン回転数下限値 TNe_{min} 及び目標エンジン回転数上限値 TNe_{max} を固定値にすると以下のような問題が発生するからである。即ち、図14におけるA点で走行中に加速する場合を考えると、その加速は矢印で示す加速経路に沿って行われることになる。前記A点は実エンジン回転数 Ne が低く且つ変速比が Top であるため、車体駆動力が最も小さい状態である。従って、A点で走行中に急な上り坂にさしかかった場合には、変速比を Low 側に移行させて実エンジン回転数 Ne を増加させないと登れないことになる。しかしながら、実際には車体速度 V が上昇しないかぎり目標エンジン回転数 TNe は増加せず、実エンジン回転数 Ne も増加しないことになる。つまり、目標エンジン回転数下限値 TNe_{min} 及び目標エンジン回転数上限値 TNe_{max} を固定値にすると、急な上り坂に登れない場合が発生することになる。

【0051】しかしながら、本発明の如く前記目標エンジン回転数下限値 TNe_{min} 及び目標エンジン回転数上限値 TNe_{max} を可変値とすることにより、上記問題点が解消される。即ち、図15におけるA点で走行中に急な上り坂にさしかかり、図16に示すようにスロットル開度 θ_{TH} を開いた場合、破線で示すように平均スロットル開度 θ_{THs} （つまり平均エンジン負荷）は次第に上昇する。その結果、適応係数 $K = a\theta_{THs} + bGs$ が増加し、目標エンジン回転数下限値 TNe_{min} も増加するため（図6のマップ参照）、図15におけるA点がB点に移動してB点から新たな加速経路で加速することになる。そして、A点からB点に移行することにより加速可能な実エンジン回転数 Ne と変速比とが得られるため、急な上り坂を登坂することが可能となる。

【0052】而して、本発明では、駆動力が充分な状況では目標エンジン回転数 TNe を車体速度 V の関数として変化させることによりギヤ式トランスミッション車の近いフィーリングを与えるとともに、駆動力が不足した状況では目標エンジン回転数下限値 TNe_{min} を上昇させて駆動力の回復を図ることができる。

【0053】以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明は前記実施例に限定されるものではなく、種々の設計変更を行うことが可能である。

【0054】例えば、実施例では適応係数 K をエンジン負荷 θ_{TH} と車体加速度 G とに基づいて決定しているが、適応係数 K を車両の走行状態を表す上記以外の種々のパラメータに基づいて決定することができる。即ち、適応係数 K をハンドルの操作頻度、ブレーキの使用頻度、横加速の平均値、バンク角の平均値、駆動輪トルク、坂道の傾度等のパラメータに基づいて決定することが可能である。

【0055】

【発明の効果】以上のように本発明によれば、車体速度と車体速度変化量とに基づいて目標エンジン回転数を演算し、その目標値に実エンジン回転数が一致するように無段変速機の変速比をフィードバック制御しているので、走行抵抗やエンジン出力が変化しても、無段変速機の滑り感を感じさせず且つギヤ式トランスミッション車に近いダイレクトな走行フィーリングを得ることが出来る。しかも、車両の走行状態から求めた適応係数に基づいて目標エンジン回転数下限値及び目標エンジン回転数上限値を演算し、目標エンジン回転数目標値が前記下限値及び上限値を逸脱した場合には、その下限値及び上限値を目標値として無段変速機の変速比をフィードバック制御しているので、駆動力が不足した場合に目標エンジン回転数を上昇させて駆動力の回復を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】実施例の全体構成図

【図2】メインルーチンのフローチャート

【図3】適応係数算出サブルーチンのフローチャート

【図4】第1インタラプトルーチンのフローチャート

【図5】第2インタラプトルーチンのフローチャート

【図6】車体速度及び適応係数から目標エンジン回転数下限値を求めるマップ

【図7】図6の要部拡大図

【図8】車体速度、適応係数及びスロットル開度から目標エンジン回転数上限値を求めるマップ

【図9】図8の要部拡大図

【図10】車体速度から目標エンジン回転数変化率を求めるマップ

【図11】車体速度変化量から目標エンジン回転数変化量を求めるマップ

【図12】車体速度とエンジン回転数との関係を示すグラフ

【図13】車体速度、エンジン回転数及びスロットル開度の時間変化を示すグラフ

【図14】目標エンジン回転数下限値及び目標エンジン回転数上限値を固定値とした場合の加速特性を示すグラフ

【図15】目標エンジン回転数下限値及び目標エンジン回転数上限値を可変値とした場合の加速特性を示すグラフ

【図16】スロットル開度の時間変化を示すグラフ

【図17】第1従来例の変速特性を示すグラフ

【図18】第2従来例の変速特性を示すグラフ

【図19】第2従来例のエンジン回転数に対する車体速度及びエンジントルクの関係を示すグラフ

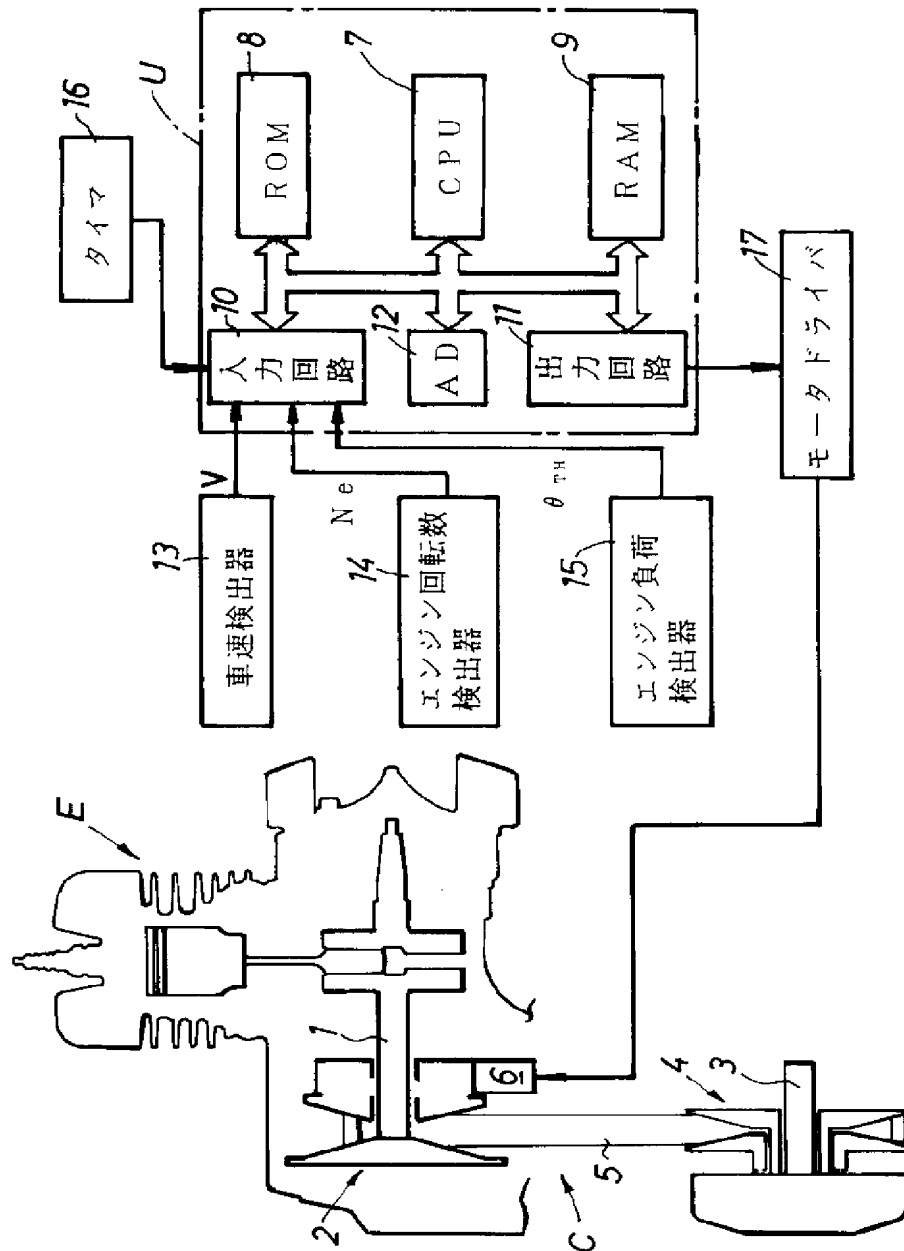
【図20】クレーム対応図

【符号の説明】

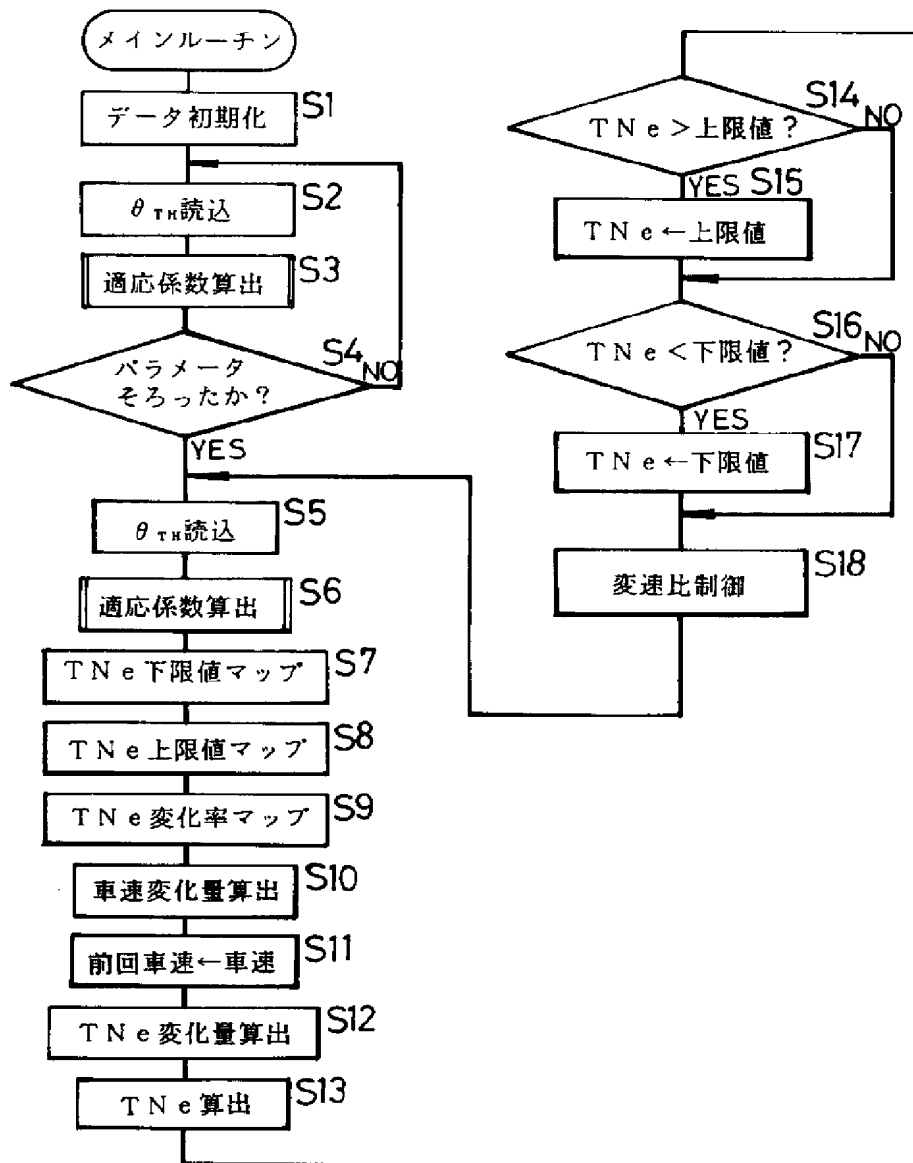
C 無段変速機

E	エンジン	ΔV	車体速度変化量
M_1	適応係数演算手段	G	車体加速度
M_2	目標エンジン回転数下限値演算手段	θ_{TH}	エンジン負荷
M_3	目標エンジン回転数上限値演算手段	N_e	実エンジン回転数
M_4	目標エンジン回転数変化量演算手段	TNe	目標エンジン回転数
M_5	目標エンジン回転数演算手段	TNe_{min}	目標エンジン回転数下限値
M_6	変速比制御手段	TNe_{max}	目標エンジン回転数上限値
V	車体速度	ΔTNe	目標エンジン回転数変化量

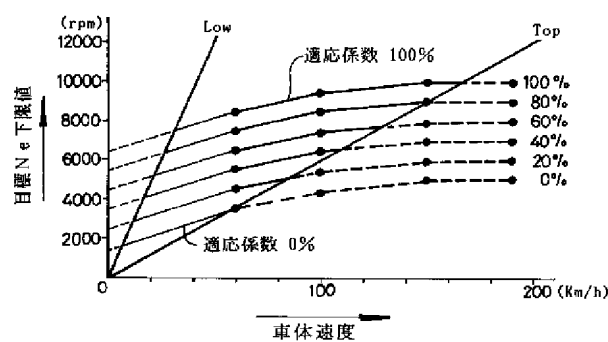
【図1】



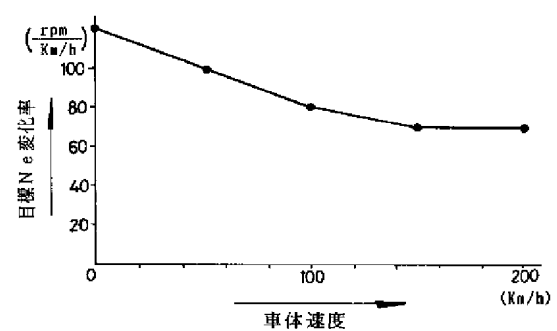
【図2】



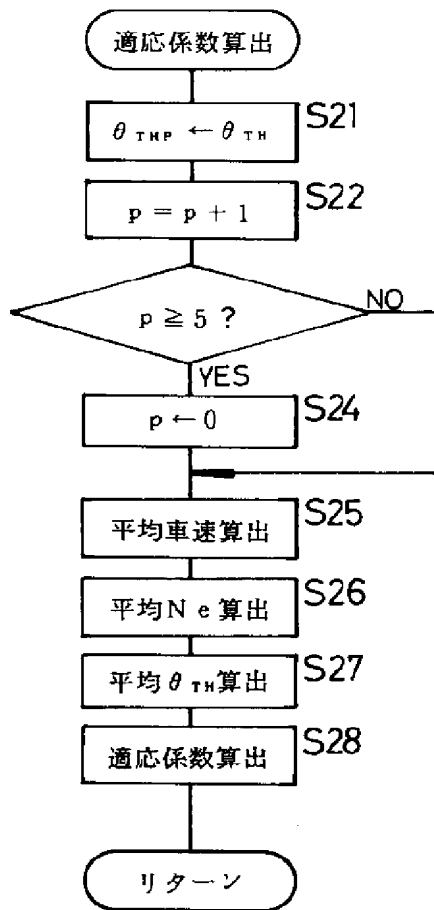
【図6】



【図10】



【図3】

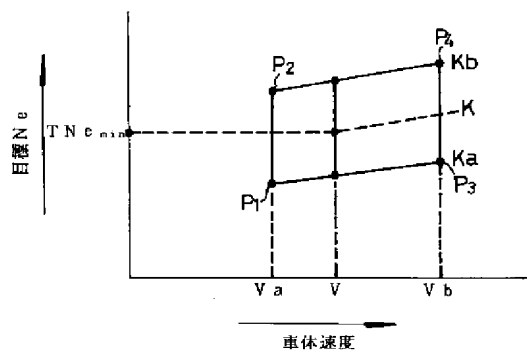


【図7】

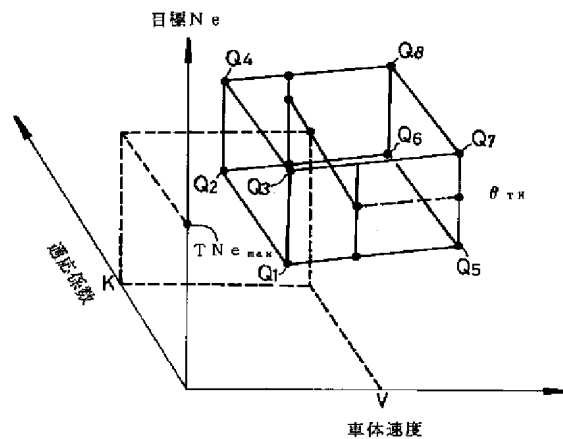
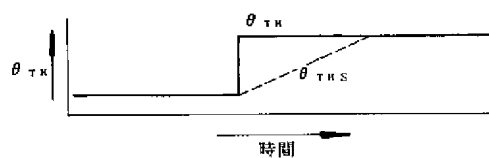
 θ_{THP} リングバッファ

θ_{TH0}
θ_{TH1}
θ_{TH2}
θ_{TH3}
θ_{TH4}

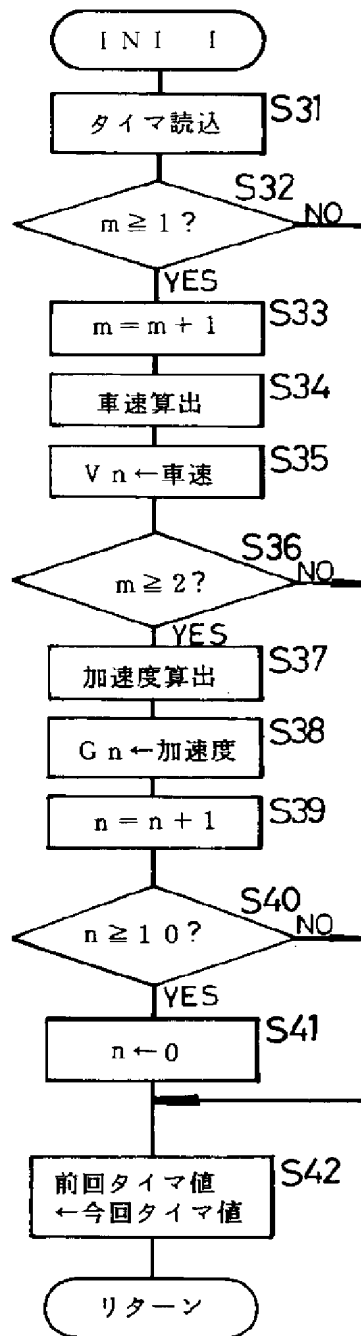
【図9】



【図16】



【図4】



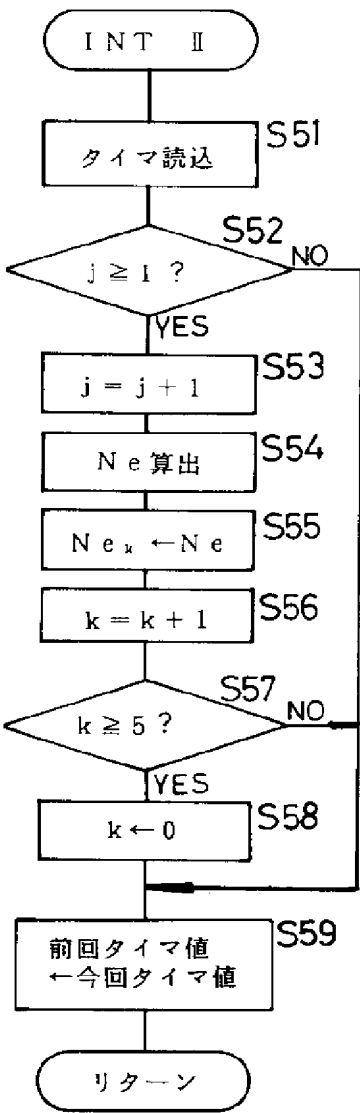
Vnリングバッファ

V ₀
V ₁
V ₂
V ₃
V ₄
V ₅
V ₆
V ₇
V ₈
V ₉

Gnリングバッファ

G ₀
G ₁
G ₂
G ₃
G ₄
G ₅
G ₆
G ₇
G ₈
G ₉

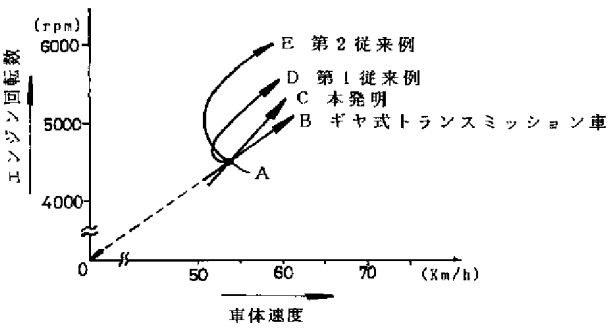
【図 5】



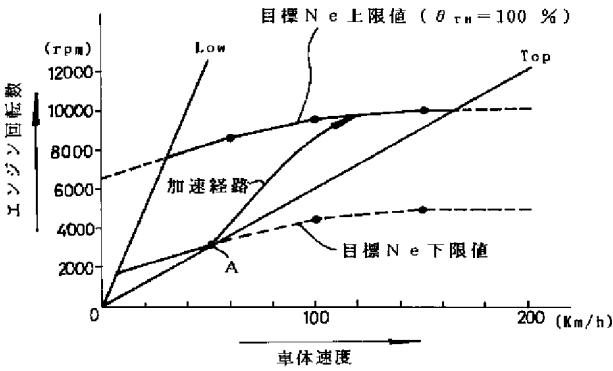
Ne_k リングバッファ

Ne ₀
Ne ₁
Ne ₂
Ne ₃
Ne ₄

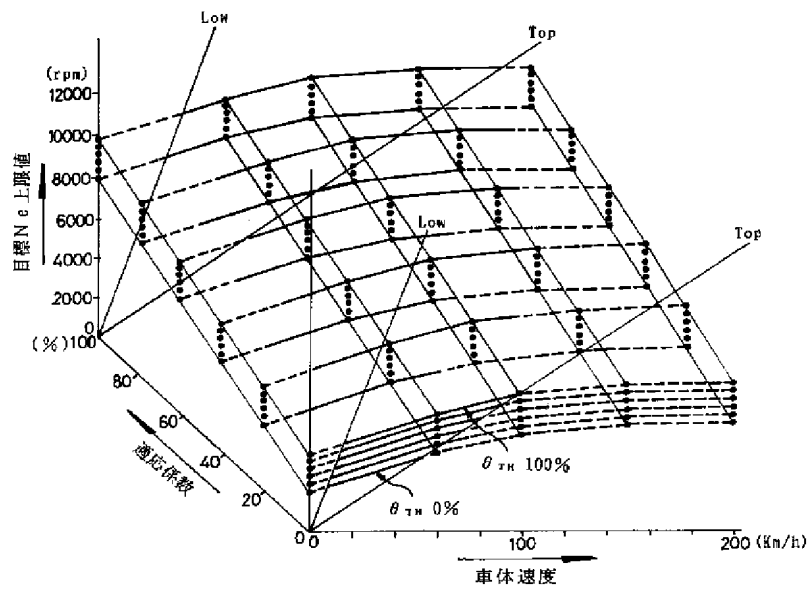
【図 1 2】



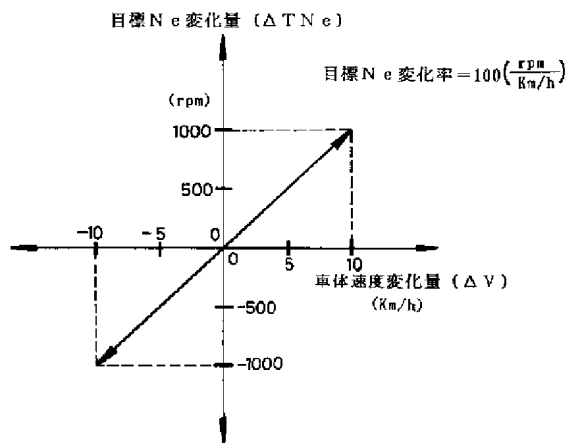
【図 1 4】



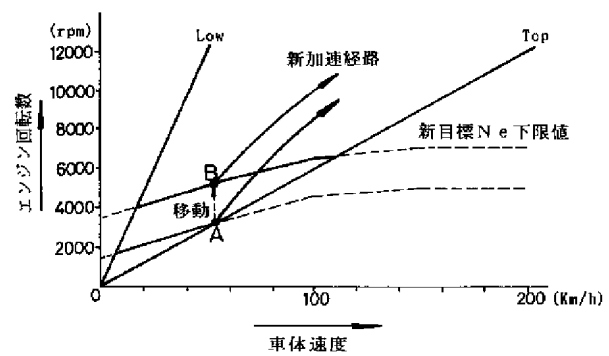
【図8】



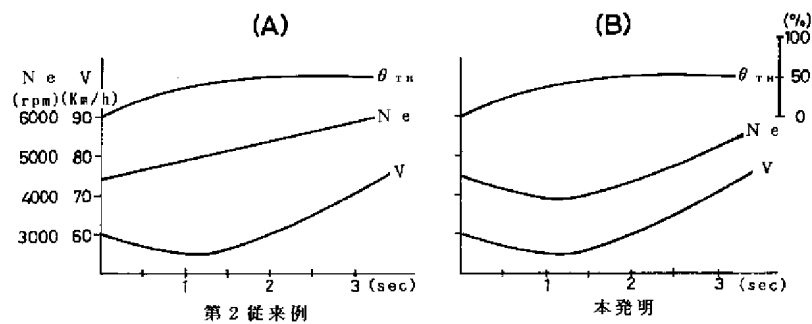
【図11】



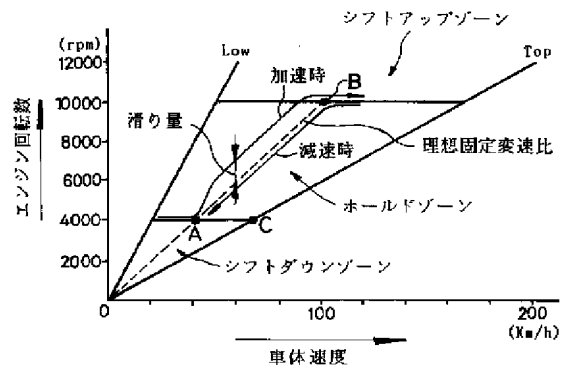
【図15】



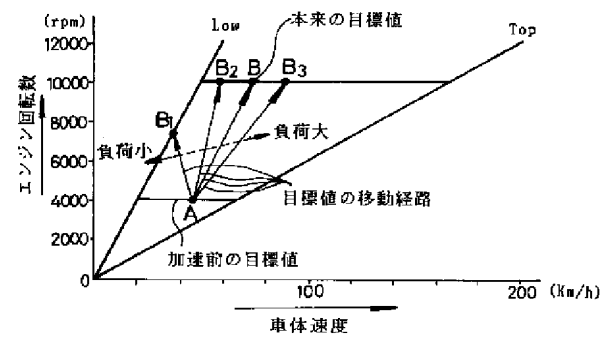
【図13】



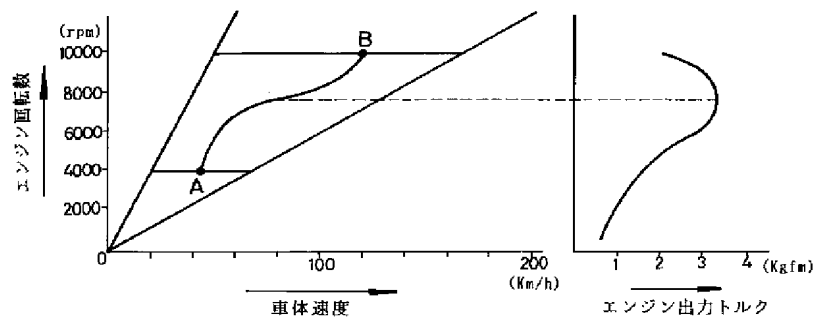
【図17】



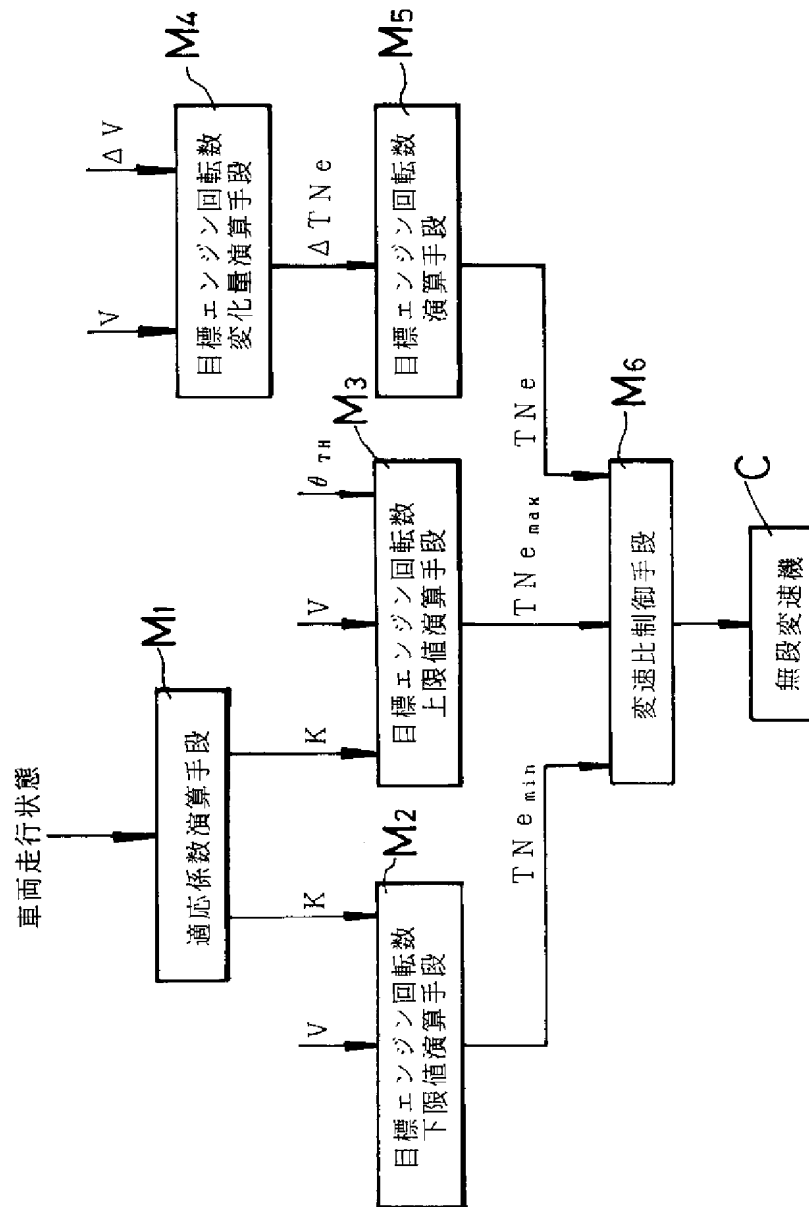
【図18】



【図19】



【図20】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.⁵

F 1 6 H 59:48

識別記号

庁内整理番号

8009-3J

F I

技術表示箇所